

Jeneratör Kabinlerinin Akış Analizi ve Jeneratör Setinin Çalışabileceği Ortam Sıcaklığının Deneysel Olarak Belirlenmesi

Flow Analysis of Generator Cabinets and Experimental Determination of the Ambient Temperature at Which the Generator Set Can Operate

Barbaros MAZLUMCU¹ , Mustafa ATMACA² 

¹Marmara Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, 34722, İstanbul, Türkiye

²Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, 34722, İstanbul, Türkiye

Öz

Kabinli jeneratör setleri hem dış mekânda kullanıldığı hem de jeneratör setine koruma sağladıkları için tercih sebebidir. Jeneratör kabininin en önemli tasarım kriterlerinden biri kullanılan motorun soğutma performansıdır. Bu çalışmada, kabinli bir jeneratör setinin sayısal analizleri, ANSYS FLUENT 19.2 yazılımında, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiş ve bu sayısal analizler, deneysel analizlerle karşılaştırılmıştır. Jeneratör emiş bölgesi, atış bölgesi, emiş kesiti ve atış kesiti olarak dörde ayrılmış ve her bir bölgenin akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Tüm sistemin basınç farkı 1104C-44TAG2 motorunun verisinde izin verilen basınç farkı değerinden 14,25 Pa yüksek çıkmıştır. Bu farkın jeneratörün çalışma şartlarını ne kadar etkilediğini anlamak için HIOKI test cihazıyla deneyler yapılmış ve jeneratör setinin çalışabileceği maksimum sıcaklığın 3,9 °C düştüğü gözlemlenmiştir. Böylece, ileride yapılacak olan çalışmalara referans olunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Deneysel Analiz, Sayısal Analiz, HAD, Janset, Jeneratör Kabini, Basınç Farkı

Abstract

Cabin generator sets have the benefit of outdoor use and protection for generator sets. One of the most important considerations in generator cabinet design is the cooling performance of the engine. In this study, experimental analysis for a generator set with a cabin is compared to numerical analysis performed using the computational fluid dynamics method in ANSYS FLUENT 19.2 software. Flow analysis is carried out on four areas of the generator, which are suction zone, discharge zone, suction section and discharge section. The pressure difference across the whole system is found to be 14.25 Pa higher than the pressure difference allowed for according to the 1104C-44TAG2 engine data. In order to understand how much this difference affects the operating conditions of the generator, experiments are carried out with the HIOKI tester. It has been observed that the maximum operating temperature of the generator set decreases by 3.9 °C. Thus, this paper becomes a reference for future studies.

Keywords: Experimental Analysis, Numerical Analysis, CFD, Genset, Generator Cabinet, Pressure Difference

I. GİRİŞ

Günümüz dünyasında hem insanlar hem de endüstri için elektrik en önemli enerji kaynaklarından biridir. Teknolojinin gelişmesi ve insan nüfusunun her geçen gün artmasıyla elektrik ihtiyacı da artmaktadır. Aydınlatma, ısıtma, soğutma, iletişim, sağlık, ulaşım ve birçok sektör elektrik enerjisi sayesinde varlığını devam ettirebilmektedir. Elektrik üretimi için teknolojinin gelişmesine rağmen günümüzde elektrik kesintileri yaşanmaya devam etmektedir. Tüm temel ihtiyaçlar elektrik enerjisi sayesinde ayakta kalmaktadır ve elektrik kesintisi farklı sektörlerde ölümcül bir neden olabilir. Bu da acil durumlarda tek güç kaynağı olabilecek jeneratörlerin gerekliliğini beraberinde getirmektedir [1].

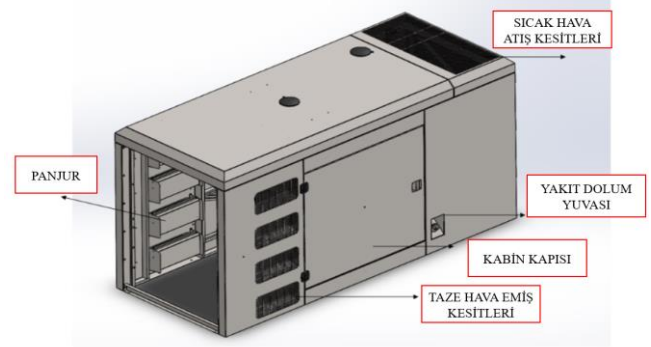
Jeneratörler mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştürürler. Mekanik enerji kaynağı olarak su, buhar ve rüzgâr türbini kullanıldığı gibi çoğu zaman içten yanmalı motorlar da kullanılır. İçten yanmalı motorların kullanıldığı jeneratörler “Jeneratör Seti (JS)” diye adlandırılır. JS içten yanmalı motorun alternatör ile kullanıldığındaki ismidir. Günümüzde benzinli, dizel, gazlı ve hibrit olmak üzere farklı yakıtlarla çalışan jeneratör setleri mevcuttur [2]. Dizel jeneratörler (DJ) yüksek verimlilik ve düşük yakıt maliyeti nedeniyle en yaygın kullanılan jeneratörlerdir [1]. DJ’ ler kabinli ve kabinsiz olmak üzere iki farklı şekilde kullanılırlar. Kabinsiz jeneratörler genellikle iç mekânda kullanılırken, kabinli jeneratörler dış mekânda kullanılırlar. Jeneratör kabinlerinin işlevi, ilk olarak düzgün çalışma için uygun havalandırmayı sürdürmeli ikinci olarak gürültüyü standartlarla belirlenen değerin altında muhafaza etmelidir [3]. JS’ de genellikle 42 °C ve 50 °C radyatörler kullanılır ve bu sıcaklık, maksimum dış ortam sıcaklığını tarif eden değerdir. Kabinsiz bir şekilde kullanılan

jeneratörler, dış ortam sıcaklığı maksimum 42 °C veya 50 °C' de kullanılabilirler. Bu durum kabinli jeneratörlerde farklıdır. Kabinli jeneratörlerde radyatör fanının soğutma debisi, kabinsizdekine oranla daha verimsiz çalışır. Çünkü radyatör tarafından çekilen hava, kabinin emiş kesitlerinden girer ve kabinsiz makineye göre daha az miktarda hava çeker. Bu nedenle JS 'nin çalışabileceği ortamın sıcaklığı düşer. JS' nde havalandırma iyi olmadığı zaman, dahili ısı birikimi sıcaklığın sürekli yükselmesine neden olur. Jeneratörlerde termal ısı birikimi jeneratörün dinamik performansını, güvenilirliğini ve elektriksel performans göstergelerini düşürür [4]. Jeneratör setlerinin akış analizleri, kabinlerin soğutma performansları ve iç akış olan sayısal çalışmalar gibi literatürde bu çalışmaya yol gösterecek birçok araştırma mevcuttur. Bunların bazıları aşağıdaki gibidir:

Parthan V. ve ark. [1] tarafından jeneratör kabini tasarımı, kabinin panjur açıları değiştirilerek optimize edilmiştir. Panjur açısı ne kadar büyük olursa ısı aktarımının da o kadar büyük olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan optimizasyonlar sonunda, yağmur ve toz gibi maddeler dikkate alındığında, panjur açısını 30 °C ile 45 °C arasında tutmanın en iyi açı aralığı olduğu sonucuna varılmıştır. Babar G. [5] Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonları ile çok kısa bir süre içerisinde farklı modelleri denemiştir. Bu simülasyonlar, tasarım sürelerini azaltmaya yardımcı olmuş ve her modifikasyonun etkisini ölçmek için esneklik sağlamıştır. Yapılan çalışmayla, kabinin sıcak hava çıkış bölgesinin, akışa karşı fazla dirence sahip olduğu tespit edilmiştir. Daha sonra, kabin çıkışının yana taşınmasıyla, kabinin termal performansında büyük iyileşme sağlandığı da gözlemlenmiştir. Pandav P. ve ark. [2] yaptıkları sayısal analizlerin sonucunda, 40° panjur açısının kabin içi soğutmaya iyi yönde etkilediğini ve kabindeki sıcak havanın çıkış hızının arttığını gözlemlenmelerine karşın; panjurların 40° açılmasından dolayı gürültü seviyesinin de arttığını saptamışlardır. 30° açıda ise hem kabin içindeki hem de kabin dışındaki sıcaklık homojen, ayrıca gürültü seviyesi de 40°'ye oranla daha düşük olduğundan, 30° açının daha optimum olduğunu belirlemişlerdir. Jang J.Y. ve Tsai Y.C. [6] tarafından HAD yöntemi kullanarak kanatlı ısı değiştiricinin optimum panjur açısını bulmak için yöntem önerilmiştir. Minimum panjur sayısını bulabilmek için, 15° ile 45° arasında değişen panjur açılarının aynı sınır şartlarında sayısal analizleri gerçekleştirilmiş ve optimum panjur açısı bulunmaya çalışılmıştır. Jeneratör kabininin panjur optimizasyonunun yapılmasına bu çalışmalar katkı sağlamıştır. Sarınalı P. ve Sankaranarayana K. [7] tarafından LCV dizel motorun motor gücü için iki farklı susturucu modeli tasarlanmış ve bu modellerin akış analizleri ANSYS FLUENT programında oluşturulmuştur. Her iki model içinde aynı sınır şartları uygulanmış ve ikinci susturucunun dahili düzeni egzoz basıncını, birinci modele göre daha fazla

düşürdüğü sonucuna varılmıştır. Kabinin akış analizi de iç akış olduğundan susturucuların akış analizi, kabinin sayısal analizini kurgulamada yol gösterici olmuştur.

Bu çalışmadaki jeneratör setinde kullanılan motor modeli Perkins 1104C-44TAG2, alternatör modeli ise Leroy Somer TAL044C'dir. Tasarım aşamasında 110 kVA'lık 1104C-44TAG2 motorunun veri sayfasındaki bilgiler kullanılmıştır. 1104C-44TAG2 motoru 50°C ortam sıcaklığında çalışabilecek bir radyatöre sahiptir. Bu radyatörün fanı 3,3 kg/s 'lik bir kütleli debi ile havayı çekerek motoru soğutur. Bu soğutma sırasında radyatör fanının önünde ve arkasında basınç farkı oluşur. Bu farkın motor veri sayfasında verilen değerden yüksek olması durumunda, jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığı değişir. Bu nedenle bu çalışmada, Solidworks programında tasarlanan kabinli jeneratörün çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını belirleyebilmek için ANSYS FLUENT 19.2 yazılımında hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle akış analizleri yapılmış ve bu analizler deneysel analizlerle karşılaştırılmıştır (Şekil 1). Kabinli jeneratör setinde kullanılan motorun ve alternatörün çalışırken oluşturduğu dahili ısı bilgileri, motorun ve alternatörün üretiminde kullanılan malzemeler ve bu malzemelerin ısı iletim katsayıları, üretici firmalar tarafından paylaşılmamıştır. Bu nedenle, Sayısal çalışma akış eksenli yapılmıştır. Sayısal çalışma sonucunda tespit edilen, radyatörün önünde ve arkasında oluşan toplam basınç farkının, jeneratör setinin çalışma sıcaklığını nasıl etkilediğini anlamak için deneysel çalışmalar yapılmış ve öngörüler ortaya koyulmuştur.



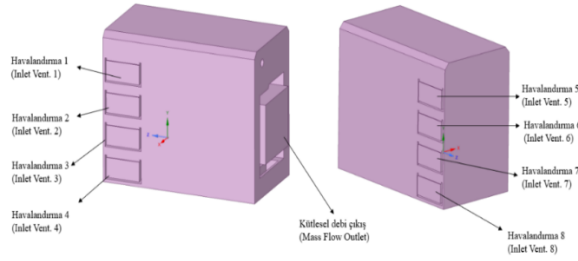
Şekil 1. 110PE5L jeneratör kabini

II. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Sayısal Çalışma

Jeneratör kabini taze hava emiş bölgesi ve sıcak hava atış bölgesi olarak iki ana bölüme ayrılmıştır. Taze hava emiş bölgesi jeneratörün arka tarafından (alternatörün olduğu taraf) radyatörün bittiği yüzeye kadar olan kısımdır. Sıcak hava atış bölgesi ise radyatörün matrisinden kabinin ön duvarına kadar olan kısımdır. Taze hava emiş bölgesi ve sıcak hava atış bölgelerinde radyatör fanının soğutma fan

debisiyle kabinin içine emilen havanın HAD analizleri ANSYS FLUENT 19.2 yazılımında yapılmıştır. Analizlerin gerçekleşmesi için akış alanı geometrik olarak çizilmiştir. ANSYS FLUENT programında analiz yaparken öncelikle akışkanın hareket alanının tanımlanması gerekmektedir. Bu çalışmada akışkanın hareket alanı kabinin iç hacmidir. Kabinin iç hacminde akış alanına dahil olmayan kısımlar mevcuttur. Bunlar motor, alternatör, radyatör, susturucular, egzoz boruları ve panjur ceplerine gürültüyü engellemek için yapılandırılan süngerlerdir. Akış alanını doğru tanımlamak için kabinin toplam iç hacminden bu ürünlerin hacimleri çıkarılmıştır. Motor, alternatör ve radyatör detaylı birçok parçaya sahip olduğu için bu ürünlerin üç boyutlu çizimleri, onları tüm detayları ile çizmek yerine hacimsel olarak çizilmiş ve akış alanından çıkarılmıştır.



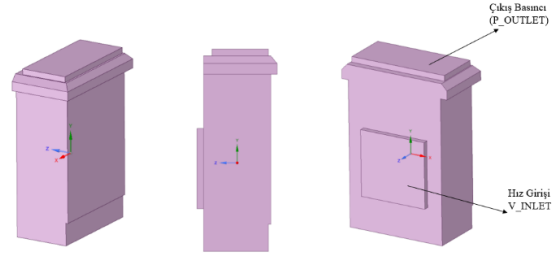
Şekil 2. Taze hava emiş bölgesinin akış alanı

Şekil 2’de gördüğümüz akış alanının ağ örme yöntemi olarak Tetrahedrons şekil seçilmiştir. Ardından sınır yüzeyleri belirlenmiştir. Akışkanın belirli bir debi ile çekildiği analizlerde, akışkanın çekildiği yüzey Mass Flow Outlet olarak tanımlanır [4]. Radyatörün matrisinden kabinin içine hava çekileceğinden radyatör matrisinin olduğu yüzey Mass_Flow_Outlet, kabine havanın girdiği yüzeylere ise Inlet_Vent tanımı yapılmıştır. Diğer kısımlar ise duvar olarak tanımlanmıştır. HAD analizini yaparken doğru sonuca ulaşmak için sınır şartlarını ve fiziksel durumu bilmek çok önemlidir [8]. Geliştirilmiş duvar fonksiyonları HAD analizlerinde problemin daha detaylı incelenmesini sağlar [9]. Bu nedenle bu çalışmada, türbülans modeli olarak k-epsilon standart türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları seçilmiştir.

Tablo 1 ‘de Taze hava emiş bölgesinin sınır şartları gösterilmektedir.

Tablo 1. Taze hava emiş bölgesi sınır şartları	
Taze hava emiş bölgesi sınır şartları	
Mass Flow Outlet	3,3 kg/s
Inlet Vent	0 Pa
Akışkan cinsi	Hava
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s ²
Türbülans modeli	Standart K-epsilon türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları

Sıcak hava atış bölgesi radyatörün matrisinden kabinin ön duvarına kadar olan kısımdır. Atış tarafında radyatör fanının soğutma debisiyle, radyatör matrisinden atılan sıcak hava kabinin tavanından dışarı gönderilir. Taze hava emiş bölgesinin analizlerinde olduğu gibi sıcak hava atış bölgesinin de akış alanı çizilip sınır şartları belirlenmiştir (Şekil 3.).



Şekil 3. Sıcak hava atış bölgesi akış alanı

Giriş yüzeyi olarak radyatör matrisinin önü, çıkış yüzeyi olarak da jeneratör kabinden sıcak havanın çıktığı yer alınmıştır. Giriş yüzeyi V_Inlet, çıkış yüzeyi P_Outlet, iç tarafta akış alanı olmayan her yüzeye de WALL ismi tanımlanmıştır. Radyatör motor bloğundan aldığı sıcaklığı radyatör matrisinden dışarı atar. Bu nedenle, V_Inlet yüzeyinden atılan havanın sıcaklığı dış ortam sıcaklığından fazladır. Motor verilerinden ve deney sırasındaki ölçümlerde atılan havanın sıcaklığının 60 °C olduğu gözlemlenmiştir. Dış ortam sıcaklığı ise 25 °C alınmıştır. V_Inlet hızı olarak taze hava emiş bölgesinin analizlerinde elde edilen değer alınmıştır.

Tablo 2 ‘de Sıcak hava atış bölgesinin sınır şartları gösterilmektedir.

Tablo 2. Sıcak hava atış bölgesi sınır şartları	
Sıcak hava atış bölgesi sınır şartları	
V inlet	7,34 m/s
P outlet	0 Pa
Akışkan cinsi	Hava
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s
Türbülans modeli	k-epsilon türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları
T _{sh}	60°C
T _{or}	25°C

Taze hava emiş bölgesinin analizlerinde, emiş kesitlerinden geçen hızın değeri 4,08 m/s olduğu için, emiş kesitlerinin sayısal analizlerinde V_Giriş (V_Inlet) hızı olarak 4,08 m/s girilmiştir. Tablo 3’ de emiş kesitlerinin sınır şartları gösterilmiştir. Sıcak hava atış bölgesinin analizlerinde ise, atış kesitlerinden geçen havanın hızı 7,08 m/s olduğu için, atış kesitlerinin sayısal analizlerinde V_Giriş (V_Inlet) hızı olarak 7,08 m/s girilmiştir. Tablo 4’de atış kesitlerinin sınır şartları gösterilmiştir.

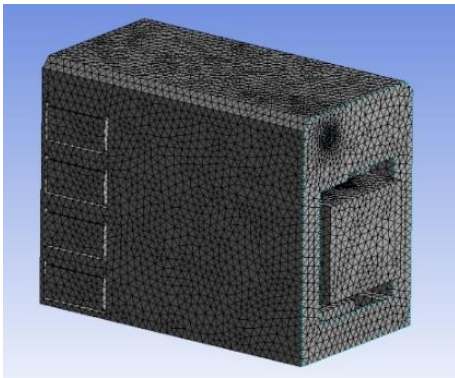
Tablo 3. Emiş kesitinin sınır şartları

Emiş kesitinin sınır şartları	
V inlet	4,08 m/s
P outlet	0 Pa
Akışkan cinsi	Hava
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s
Türbülans modeli	Standart k-epsilon türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları

Tablo 4. Atış kesitinin sınır şartları

Emiş kesitinin sınır şartları	
V inlet	7,08 m/s
P outlet	0 Pa
Akışkan cinsi	Hava
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s
Türbülans modeli	Standart k-epsilon türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları

Ağ kalitesini ve sayısını doğrulama, sayısal analizlerde gerçek sonuca ulaşmak için çok önemlidir. Yakut K. ve ark. [10] tarafından 5 farklı ağ sayısı oluşturularak sayısal analizler yapılmış ve en yüksek dördüncü ağ sayısı optimum ağ sayısı olarak seçilmiştir. En yüksek ağ sayısında analiz sonuçları hem kayda değer bir değişiklik göstermedikleri hem de analiz süresi uzadığı için bu ağ sayısı seçilmemiştir. Kutty A. H. ve Rojendran P. [11] tarafından küçük APC yavaş uçan pervane bıçağının HAD analizlerinde beş farklı ağ sayısının optimizasyonu yapılmıştır. Bu gerekçeyle, taze hava emiş bölgesinin akış analizinde 5 farklı ağ kalitesi oluşturularak aynı sınır şartlarında sayısal analizleri yapılmış ve basınç farkları karşılaştırılmıştır (Şekil 4).

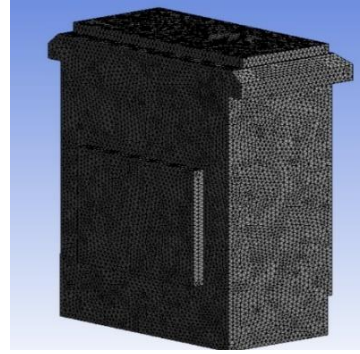
**Şekil 4.** Taze hava emiş bölgesi ağ yapısı

Tablo 5' de görüldüğü gibi, ağ sayısı arttıkça Mass Flow Outlet ile Inlet Vent 1 arasındaki basınç farkı artmış ve orta kaliteli ağ yapısı ve 550000-600000 aralığından sonra ağ sayısı artsa bile basınç farkının çok fazla değişmediği hatta azaldığı görülmüştür. Bu nedenle en uygun ağ kalitesi orta, ağ sayısı ise 550000-600000 arası olarak belirlenmiştir.

Tablo 5. Taze hava emiş bölgesi ağ kalitesi- basınç farkı

AĞ	Ağ kalitesi	Eleman Sayısı	Alt Düğüm Sayısı	Basınç Farkı
1	Standart	223698	43964	71,56
2	Seyrek	369884	76539	72,69
3	Orta	589637	101753	76,42
4	Orta -iyi	769332	146689	77,96
5	İyi	1156963	230723	74,69

Daha sonra, şekil 5' de gösterilmiş olan, sıcak hava atış bölgesindeki en uygun ağ kalitesinin ve sayısının belirlenmesi için, tablo 6 'da görüldüğü gibi 5 farklı kaliteli ağ yapısı için aynı sınır şartlarında sayısal analizler yapılmış ve V_Giriş (V_Inlet) ve P_Çıkış (P_Outlet) yüzeyleri arasındaki basınç farkı karşılaştırılmıştır. Bir noktadan sonra ağ kalitesi artsa bile basınç farkının değişmediği tespit edilmiştir. Bu nedenle optimum ağ kalitesi orta-iyi, ağ sayısı ise 420000-440000 aralığında belirlenmiştir.

**Şekil 5.** Sıcak hava atış bölgesi ağ yapısı**Tablo 6.** Sıcak hava atış bölgesinin ağ kalitesi- basınç farkı

AĞ	Ağ kalitesi	Eleman Sayısı	Alt Düğüm Sayısı	Basınç Farkı
1	Standart	173054	39156	31,74
2	Seyrek	232104	44778	35,37
3	Orta	293269	47653	35,57
4	Orta-iyi	428842	82174	36,02
5	İyi	778749	147689	36,23

2.2. Deneysel Çalışma

JS' nin ISO 8528-1 standardına göre belirlenmiş çalışma adımları vardır. Bunlar üçe ayrılır: anlık (STAND By), günlük (PRIME) ve sürekli (CONTINUOUS). Anlık çalışma dizel jeneratörün maksimum yükte yüklendiği durumdur ve %110 yük verilir. Ek olarak, bir yılda maksimum iki yüz saat çalışabilir. Günlük çalışma JS %100 yükte çalışabildiği, çalıştığı saat boyunca ortalama yükün %70 olduğu durumdur. JS' nin yedek enerji olarak kullanıldığı durumlarda önerilir. Sürekli çalışma JS' nin ana enerji kaynağı olarak kullanıldığı zamanki çalışma adımdır. Yakıt tedariki sağlandığı taktirde

kesintisiz çalışabilir ve ortalama yük seviyesi de %100 olarak bildirilmiştir [12]. Analizleri ve tasarımları tamamlanan jeneratör seti üretilmiştir. Üretilen jeneratör seti Şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 6. Üretilen jeneratör seti

Kabinli jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını bulabilmek için motor veri sayfalarında maksimum üst tank sıcaklığı verilir. Kabinli jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığı (T_{JS}) Perkins firması tarafından verilen aşağıdaki 1 numaralı denklem ile bulunur[13]:

$$T_{JS} = T_{MÜTS} - T_{GSS} + T_{OS} \quad (1)$$

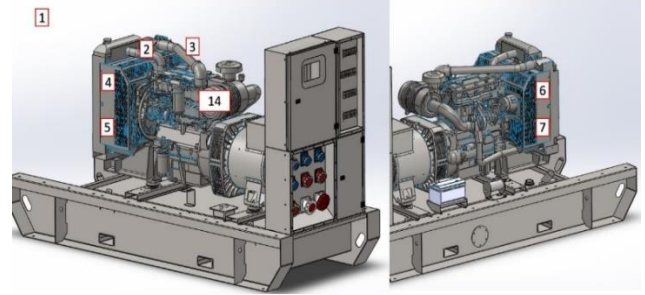
Üretilen jeneratör setinin sayısal çalışmalarla uyumlu olup olmadığını doğrulamak ve jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını belirlemek için Teksan Jeneratör firmasının test laboratuvarında uygulama testleri yapılmıştır. Test cihazı olarak çok kanallı taşınabilir bir veri kaydedici olan HIOKI LR 8402-20 kullanılmıştır. HIOKI' de sıcaklık ölçümü ısı çift (Termokupl) sensörler ile yapılır. Isıl çift sensörlerden alınan sıcaklık verileri USB ile HIOKI yazılımına aktarılır ve HIOKI yazılımında anlık veriler Excel' e dönüştürülür. Deneye başlamadan deney düzeneği oluşturulmuştur. Önce ısı çiftler jeneratör setinin Perkins firması tarafından belirlenen bölgelerine takılmıştır (Tablo 7. Ve Şekil 8.). Şekil 7' de HIOKI cihazının kanallarına takılan ısı çiftler gösterilmiştir.

Tablo 7 'de Isıl çift takılan noktalar gösterilmektedir.

Tablo 7. Isıl çift takılan noktalar	
Termokupl takılan noktalar	
Ortam sıcaklığı	1
Suyun radyatöre giriş sıcaklığı	2
Suyun radyatörden çıkış sıcaklığı	3
Radyatör soğutma fanının sağ üst bölgesi	4
Radyatör soğutma fanının sağ alt bölgesi	5
Radyatör soğutma fanının sol üst bölgesi	6
Radyatör soğutma fanının sol alt bölgesi	7
Motorun hava filtresi	14



Şekil 7. HIOKI' de ısı çift takılan noktalar



Şekil 8. Jeneratör setinde ısı çift takılan noktalar

Isıl çiftlerin bu noktalara bağlanmasının amacı, hava filtresine giren havanın radyatör fanına gelene kadar ne kadar ısındığını görmek, motor blok suyunun radyatörde ne kadar soğuduğunu hesaplamak ve yapılan deneyin hangi ortam sıcaklığında yapıldığını belirlemektir.

III. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Sayısal Çalışmaların Sonuçları

Tablo 8 'de taze hava emiş bölgesinin sayısal analizleri sonucunda yüzeylerde oluşan ortalama hız değerleri gösterilmiştir. Bu hız değerleri, sıcak hava atış bölgesinin ve emiş kesitlerinin sayısal analizlerinde kullanılmıştır.

Tablo 8. Sınır yüzeylerinin ortalama hızları

Sınır Yüzeyleri	Ortalama Hız
VENTİLASYON_GİRİŞ_1 (INLET_VENT_1)	4,08 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_2 (INLET_VENT_2)	4,18 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_3 (INLET_VENT_3)	4,12 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_4 (INLET_VENT_4)	4,33 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_5 (INLET_VENT_5)	4,09 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_6 (INLET_VENT_6)	4,12 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_7 (INLET_VENT_7)	4,11 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_8 (INLET_VENT_8)	4,35 m/s
KÜTLESEL ÇIKIŞ (MASS_FLOW_OUTLET)	DEBİSİ 7,34 m/s

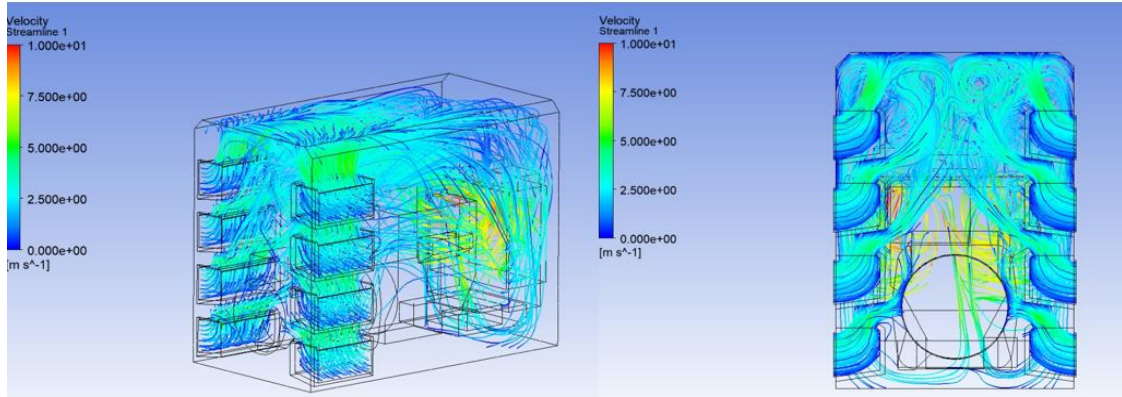
Hava radyatörün matrisinden 3,3 kg /s kütleli debi ile emiş kesitlerinden kabinin içine çekilmiştir. Kabinin içindeki havanın akım çizgilerinin bazı alanlarda hızlandığı görülürken, bazı alanlarda engellerle karşılaşarak yavaşladığı görülmüştür (Şekil 9.). Jeneratör çalışırken kabin içindeki sıcaklığı en fazla arttıran bölgeler motorun üst bölümü, manifold bölgesi ve egzoz borularının olduğu bölgelerdir. Ayrıca havanın genel olarak motorun üst bölgesinden hareket etmesi motorun hava filtresi için de faydalıdır. Radyatörden çekilen havanın bu bölgeleri soğutması gerekir. Şekil 10 'da ZY düzleminde $x=0$ noktasında hız ve basınç konturları oluşturulmuştur. Panjurlardan kabinin içine emilen havanın büyük bir kısmının motor bloğunun üstünden geçerek radyatörden dışarı atıldığı gözlemlenmiştir. Panjurdan geçen hava, motorun hava filtresine çarpmış ve o bölgelerdeki basıncı artmıştır. Radyatörün üst kısmında radyatöre giremeyen akışkan kabinin üst bölgesindeki basıncı arttırmıştır. Panjurdan geçip kabin tavanına çarpan hava ise kabin tavanındaki basıncı arttırmıştır. Hızın arttığı ve akışın düzenli hale geldiği bölgelerde basıncın azaldığı gözlemlenmiştir.

Şekil 11'de ZY düzleminde $x=0$ noktasında oluşturulan yüzey üzerinden alınmış hız ve basınç konturlarına baktığımızda radyatörden çıkan hava ideal dönüş çapını bulmaya çalışırken karşı duvara çarpmış ve akışkanın hızı yavaşlamıştır. Çarptığı

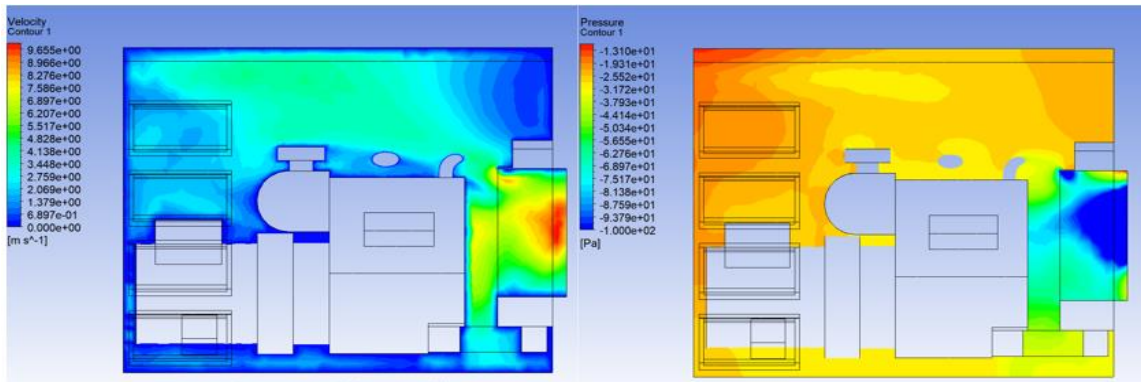
duvara yakın yerden akışkanın büyük bir kısmı dışarı atılmıştır. Radyatör matrisinin alt kısmında bulunan susturucunun etrafında akışın yavaşladığı ve girdap oluştuğu görülmüştür. Akışkanın yüksek basınçlara çıktığı yerler, akışın düzensiz olduğu, yavaşladığı ve girdap oluşturduğu alanlardır. Yatay susturucunun etrafında ve akışkanın duvara çarptığı alanda basıncın yüksek, havanın düzenli bir şekilde dışarı atıldığı yerlerde basıncın düşük olduğu tespit edilmiştir.

Emiş ve atış yüzeyleri perfore mantığıyla oluşturulmuş yüzeylerdir. Bu sayede jeneratör setini yabancı maddelerden korurlar. Emiş ve atış kesitlerinin analizleri de tamamlandıktan sonra jeneratör kabinin toplam basınç farkı bulunmuştur. Emiş kesitinde giriş ve çıkış yüzeyleri arasındaki 7,69 Pa basınç farkı oluşurken, atış kesitinde akışkanın hızının yüksek olmasından dolayı 19,12 Pa basınç farkı oluşmuştur. Şekil 12'deki emiş kesitlerinin hız ve basınç konturlarında hızın deliklerin kenarlarında azaldığı ortalarına doğru gidildikçe arttığı görülmüştür. Basıncın üst ve alt deliklerde yüksek olduğu, aynı zamanda deliklerin kenarlarında arttığı gözlemlenmiştir.

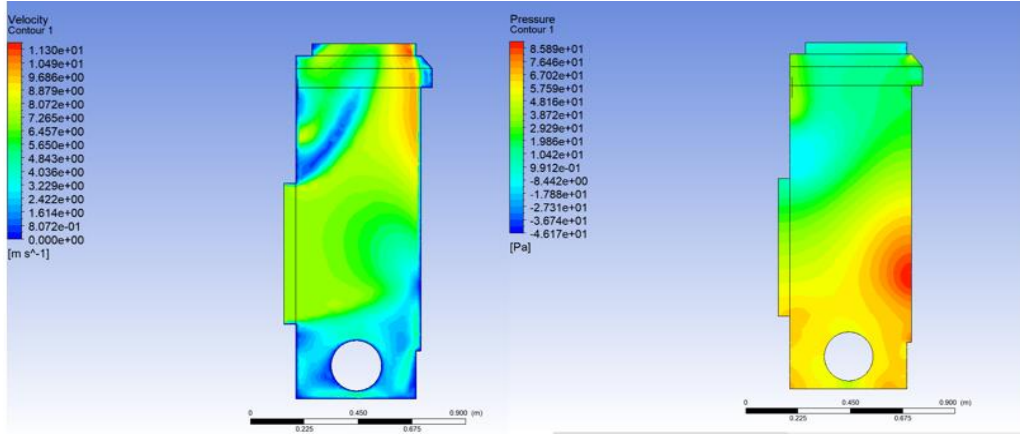
Şekil 13' de atış kesitinin hız ve basınç konturları verilmiştir. Sonuçlar emiş kesitinin analiz sonuçlarıyla benzerdir. Kesit kenarlarındaki hızlar, merkezdeki hızlara göre daha düşüktür.



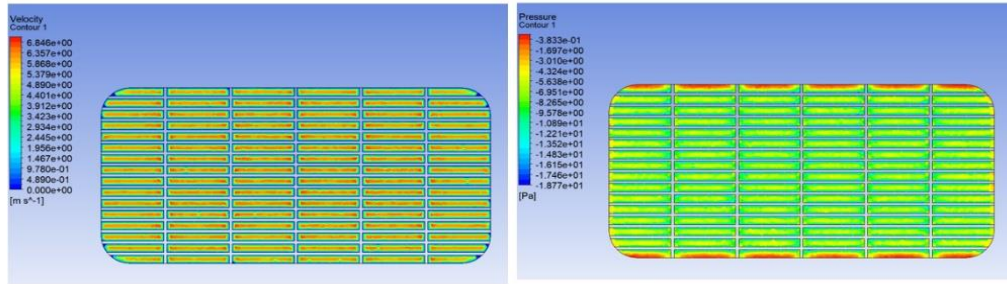
Şekil 9. Taze hava emiş bölgesi akım çizgileri



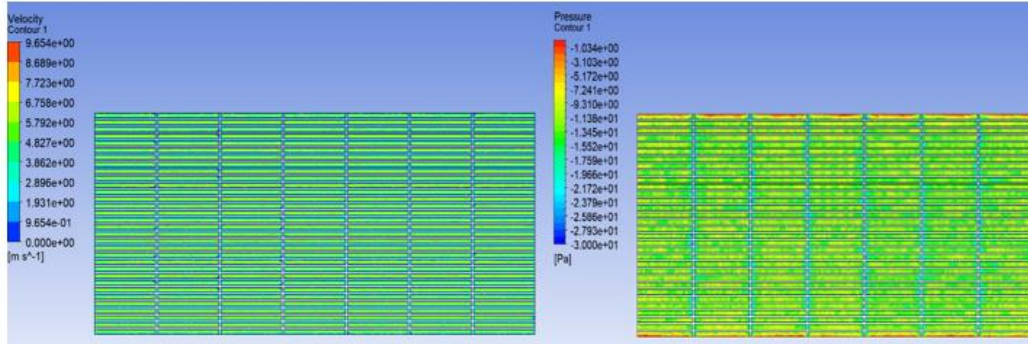
Şekil 10. Taze hava emiş bölgesi hız ve basınç konturları



Şekil 11. Sıcak hava atış bölgesi hız ve basınç konturları



Şekil 12. Emiş kesitinin hız ve basınç konturları



Şekil 13. Emiş kesitinin hız ve basınç konturları

Jeneratör setinin taze hava emiş bölgesinin, sıcak hava atış bölgesinin ve emiş-atış kesitlerinin ayrı ayrı sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerin her birinde eleman sayısından bağımsız çözümler yapılmış ve sınır şartları belirlenmiştir. Belirlenen bu adımlardan sonra jeneratör setinin toplam basınç farkı, radyatörün önünde ve arkasındaki basınç farkını oluşturmuştur. Bu fark, 1104-44TAG2 motorunun izin verdiği basınç farkı ile Tablo 9’ da karşılaştırılmıştır.

Tablo 9’ da sayısal analizler sonucunda elde edilen basınç farkı 139,25 Pa, motor verisinden radyatörün önünde ve arkasında oluşabilecek maksimum basınç farkı ise 125 Pa görülmüştür. Sayısal analizlerden elde edilen basınç farkı motor verisinden 14,25 Pa daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu farkın jeneratörün çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını nasıl etkileyeceği gerçekleştirilen deneysel analizlerle öngörülmüştür.

Tablo 9. Toplam basınç farkı

	Basınç Farkı (Pa)
Taze hava emiş bölgesinin akış analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç farkı	76,42
Sıcak hava atış bölgesinin akış analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç farkı	36,02
Emiş kesitinin akış analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç farkı	7,69
Atış Kesiti sayısal analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç farkı	19,12
Akış analizleri sonucunda sistemin toplam basınç farkı	139,25
Motor veri sayfasında radyatörün izin verdiği basınç farkı değeri	125

3.2. Deneysel Çalışmaların Sonuçları

Jeneratör seti ISO 8528-1 standardına göre belirlenmiş çalışma şartlarına uygun olarak yaklaşık 25 dakika boyunca %75, %100 ve %110 yük verilerek çalıştırılmıştır. Çalıştırılan yüklerde ısı çift bağlanan noktalar takip edilmiştir. Jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını bulabilmek için her bir yükte radyatöre giren suyun sıcaklığının çıkabileceği maksimum değer kaydedilmiştir. Tablo 10' da deney süresinin son 10 saniyesindeki verilerde, radyatöre giren suyun sıcaklığının 83,02 °C 'den sonra artmadığı görülmüştür. Radyatörden çıkan su 74,52 °C olduğu için radyatörün bu şartlar altında yaklaşık 8,5 °C 'lık bir soğutma sağladığı tespit edilmiştir. Suyun kaybettiği ısı, radyatör peteklerinden kabinin sıcak

hava atış bölgesine, oradan da sıcak hava emiş kesitlerinde kabin dışarı atılmıştır. Hava filtresine 22,35 °C sıcaklıkta gelen havanın, %75 ve %100 yüklerde olduğu gibi radyatöre yaklaştıkça sıcaklığının arttığı görülmüştür.

Tablo 11 'de ortam sıcaklığının 19,03 °C olarak ölçüldüğü bir yerde yapılan %110 yük koşulu olan anlık çalışma deneyinde, motor bloğundan radyatöre giren suyun maksimum sıcaklığının 83,02 °C olduğu, 110PE5L jeneratör setinde kullanılan motorun MÜTS değerinin ise 110 °C olduğu gözlemlenmiştir. Bu değerler neticesinde jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığı 1 numaralı denklem göre 46,1 °C olarak hesaplanmıştır.

Tablo 10. %110 yük sıcaklık-zaman sonuçları

Zaman	Ortam sıcaklığı	Radyatöre su girişi	Radyatörden su çıkışı	Radyatör Fanı Sağ Üst	Radyatör Fanı Sağ alt	Radyatör Fanı Sol Üst	Radyatör Fanı Sol ALT	Hava Filtresi
12:02:00	19	83,03	75,19	29,26	39,61	36,98	10,58	22,39
12:02:01	18,99	83	75,2	29,33	39,44	34,67	11,12	22,4
12:02:02	18,99	82,99	74,26	29,69	40,09	36,91	12,11	22,38
12:02:03	18,97	82,99	75,42	29,5	40,58	36,02	12,42	22,38
12:02:04	18,99	83,02	74,6	29,72	40,86	33,48	12,11	22,38
12:02:05	19,02	83,06	75,42	29,39	41,06	34,26	9,63	22,38
12:02:06	19,05	83,06	74,3	29,5	40,99	35,27	10,27	22,37
12:02:07	19,06	83,07	75,64	29,36	41,14	35,47	9,03	22,36
12:02:08	19,07	83,02	74,81	29,96	42,07	38,72	10,49	22,33
12:02:09	19,03	83,02	74,52	29,97	42,07	38,59	12,1	22,35

Tablo 11. Deney sonuçları

Maksimum Üst Tank Sıcaklığı (°C) ($T_{MÜTS}$)	Giren Suyun Sıcaklığı (°C) (T_{GSS})	Deney Sırasında Ortamın Sıcaklığı (°C) (T_{OS})	Jeneratör Setinin Çalışabileceği Maksimum Ortam Sıcaklığı (°C) (T_{IS})
110	83,02	19,03	46,01

Literatüre bakıldığında, Hormozi ve ark. [14] ve İten ve ark. [15] tarafından benzer çalışmalar yapılmıştır. Onların yaptığı sayısal ve deneysel analizlerde, sınır şartları bilindiğinden sıcaklık eksenli bir karşılaştırma yapılabilmektedir. Bu çalışmada ise jeneratör setinde kullanılan 1104C-44TAG2 Perkins motorunun ısı bilgileri mevcut değildir. Kullanılan dizel motorun dahili ısı birikimi, motorun üretiminde kullanılan malzemelerin ısı iletim katsayıları bilinmediği için sayısal analizler sıcaklık eksenli yapılamamıştır. Jeneratör sektöründe, jeneratör setinin soğutma performansının ve jeneratör setinin çalışabileceği maksimum sıcaklığın belirlenebilmesi için motor veri sayfasından değerler alınmıştır. Bu değerler, maksimum üst tank sıcaklığı ile radyatör fanının önünde ve arkasında oluşabilecek maksimum basınç farkı değerleridir. Maksimum üst tank sıcaklığı, deneysel çalışmalarda jeneratörün çalışma sıcaklığını

belirlemek için kullanılırken, basınç farkı verileri ise yapılan akış analizlerinde sınır değeri olarak kullanılmıştır. Yapılan sayısal analizler sonucunda ortaya çıkan toplam basınç farkının, jeneratör setinin çalışma sıcaklığını nasıl etkilediği ile ilgili öngörüler ortaya konulmuştur.

Sayısal analizler sonucunda ortaya çıkan basınç farkı değerinin, motor verisinde izin verilen değerden yüksek çıkmasının nedenleri aşağıdaki gibidir:

- Tasarlanan kabinin gürültü seviyesinin düşük olması istendiği için çift susturucu kullanılmıştır. Bu durum atış bölgesinden dışarı atılan akışkanın, dışarı atılırken daha fazla engelle karşılaşmasına neden olmuş ve basınç farkını arttırmıştır.

- Kullanılan panjurun derinlik ölçüsü artırılarak basınç farkı düşürülebilir. Fakat, derinlik ölçüsünün artması, jeneratörün çalışması sırasında oluşan gürültünün dış ortama daha fazla aktarılmasına yol açacağı için derinlik ölçüsü artırılmamıştır.
- IP 23 standardı tasarım kriteri olarak belirlendiği için emiş ve atış kesitlerinde kullanılan şekillerin minimum ölçüsü 9 mm olarak belirlenmiştir. IP 23 standardının tasarım kriteri olarak belirlenmediği durumlarda 9 mm ölçüsü artırılabilir. Böylece akışkanın kabine girdiği ve çıktığı yüzeylerin alanı artacak ve ortaya çıkacak basınç farkı da düşecektir.
- Bu çalışmadaki kabin tasarımını sınırlandıran bir diğer etken, rakip firmaların jeneratör setlerinin boyutlarıdır. Atış bölgesinin uzunluğu artırılarak, akış alanı artırılabilir ve akışkanın dönüş çapına yaklaşılabilir. Bu durum da basınç farkını düşürecektir.

IV. SONUÇLAR

Bu çalışma, jeneratör kabini için akış analizleri, Taze hava emiş bölgesinin sayısal analizleri, sıcak hava atış bölgesinin sayısal analizleri ve havalandırma kesitlerinin sayısal analizleri olmak üzere 4 bölüme ayrılmıştır. Bu analizlerde ağ sayısı optimizasyonu yapılmış, ağ şekli ve türbülans modeli literatür çalışmalarından örnek alınarak seçilmiştir. Sistemin toplam basınç farkı, kullanılan motorun izin verdiği basınç farkından 14,25 Pa yüksek çıkmıştır. Bu farkın jeneratör setinin çalışma koşullarını nasıl etkilediğini bulmak için deneysel çalışma yapılmıştır.

Deneysel çalışma sonucunda jeneratör setinin maksimum çalışabileceği ortam sıcaklığı 46,01°C olarak belirlenmiştir. 14,25 Pa basınç farkı jeneratör setinin çalışma sıcaklığını 3,99°C düşürmüştür. Böylece, bu çalışmadaki 1104C-44TAG2 Perkins motoruna sahip imalatı yapılan kabinli jeneratör setinin, maksimum 46,01°C ortam sıcaklığına sahip coğrafyalarda rahatlıkla kullanılacağı belirlenmiştir. Sonuç olarak, bu çalışmada akış eksenli sayısal analizler yapılmış, analizler neticesinde ortaya çıkan basınç farkının jeneratör setinin çalışabileceği maksimum sıcaklığı nasıl etkilediği ile ilgili öngörülerde bulunulmuştur. Ayrıca, bu çalışmanın ileride yapılacak basınç farkı temelli problemlere referans olması amaçlanmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma için tasarlanan kabinli jeneratör setinin üretilmesini sağlayan ve deneysel çalışma için test laboratuvarının kullanılmasına izin veren TEKSAN Jeneratör firmasına çok teşekkür ederim.

KAYNAKLAR

- [1] Parthan, V., Shyamkumar, P., Nagajara, S., (2019). Canopy Design to Minimize

Restrictions and Maximize Heat Transfer. *AIP Conference Proceedings*, Pune, India, 20 December.

- [2] Pandav P.P., Barhatte S., Gokhale N., (2015). Thermal Optimization of Genset Canopy using CFD. *International Journal of Mechanical and Production*, 5, 19-26.
- [3] Yadav, P., Bankar, H., Karanth, N., (2017). "Acoustic Enclosure Optimization for a Higher Capacity Diesel Generator Set Using Statistical Energy Analysis (SEA) Based Approach. *SAE Technical Paper*, 26, 0188.
- [4] Chen,H., Zhang,Y., Shi M., Chen,Q., (2014). Numerical Simulation of Generator Air Duct Based on CFD Approach. *Applied Mechanics and Materials*, 644-650, 678-683.
- [5] Babar, G., (2017). CFD Driven Compact and Cost Effective Design of Canopy. *SAE Technical Paper*, 26-0254.
- [6] Jang, J., Y., Tsai, Y., C., (2011). Optimum Louver Angle Design For a Louvered Fin Heat Exchanger. *International Journal of The Physical Sciences*, 6-28, 6422-6438.
- [7] Saripalli, P., Sankaranarayana., K., (2015). CFD Analysis on Flow Through a Resistance Muffler of LCV Diesel Engine. *International Journal of Science, Technology and Society*, 3-4, 162-175.
- [8] Sulaiman, M., Y., Azraai, S., B., Abdullah, W., M., W., (2009). CFD Modelling of Air Flow Distribution From a Fan. *Proceeding of International Conference on Applications and Design in Mechanical Engineering (ICADME)*, Penang, Malaysia, 11-13.10.2009.
- [9] Okbaz., A., Onbaşıoğlu., H., Olcay., A., B., Pınarbaşı., A., (2017). Panjur Kanatlı Isı Değiştiricilerinin Performansının Deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi. *Mühendis ve Makine*, 58-687, 41-55.
- [10] Khalaji,M., N., Osta, M., H., 4, K., (2018). Numerical Analysis of Heat Transfer of Hot Oil and Cold Water Fluids in a Concentric Type Heat Exchanger with Ansys Fluent. *International Journal of Innovative Research and Reviews*, 2-2, 24-27.
- [11] Kutty, H, A, Rojendran, P., (2017). 3D CFD Simulation And Experimental Validation of Small APC Slow Flyer Propeller Blade. *Aerospace*, 4,1-11.
- [12] Demir, B.T., (2015). Jeneratör Seçimi ve Senkronizasyon. 4. *Elektrik Tesisat Ulusal Kongresi ve Sergisi*, İzmir, Turkey, 21-24 Ekim 2015.
- [13] Charlie, How to... Measure Ambient Clearance, For Open or Canopie Sets, <https://support.wellandpower.net/hc/en-us/articles/206023711-How-to-Measure->

-
- [Ambient-Clearance-For-Open-or-Canopied-Sets](#), (05.11.2021).
- [14] Aliabadi, K., M., Zangouei, S., ve Hormozi, F., (2015). Performance of A Plate-Fin Heat Exchanger With Vortex-Generator Channels: 3D-CFD Simulation And Experimental Validation. International Journal of Thermal Sciences, 8, 180-192.
- [15] Iten, M., Liu, S., ve Shukla, A., (2018). Experimental Validation of An Air-PCM Storage Unit Comparing The Effective Heat Capacity And Enthalpy Methods Through CFD Simulations. Energy, 155, 495-503.